TEMA DE PROIECTARE

Să se proiecteze *transmisia principală dublă* a unui autovehicul montată în partea centrală a punții cu schema cinematică reprezentată în figura 1. Prima treaptă este formată din perechea de roți dințate conice *1* și *2*, iar a doua treaptă conține roțile dințate cilindrice *3* și *4* (montată pe carcasa diferențialului).

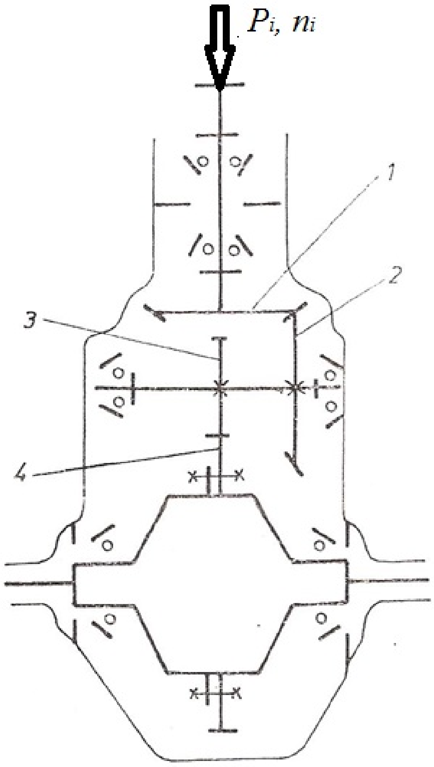


Fig. 1 *Schema cinematică a transmisiei principale duble la un autovehicul*

Puterea și mișcarea de rotație este transmisă de la motorul cu ardere internă prin cutia de viteze și arborele cardanic asigurând puterea P_i la intrarea în transmisia principală și turația arborelui pinionului de atac n_i.

Date inițiale de proiectare

Puterea motorului	$P_{m_ai} =$	[CP]
Turația motorului	$n_{m_ai} =$	[rpm]
Raportul de transmitere a cutiei de viteze	$i_{CV} =$	

CONȚINUTUL PROIECTULUI

Etape de calcul (partea scrisă)

1. Predimensionarea angrenajului conic.
2. Dimensionarea angrenajului conic. Determinarea forțelor.
3. Predimensionarea angrenajului cilindric.
4. Dimensionarea angrenajului cilindric. Determinarea forțelor.
5. Predimensionarea arborilor.
6. Stabilirea dimensiunilor arborilor.
7. Alegerea rulmenților.
8. Alegerea asamblărilor cu pană.
9. Calculul asamblării prin caneluri.

Desene (partea grafică)

1. **de execuție**
   - o roată dințată conică
   - o roată dințată cilindrică
   - un arbore

2. **de ansamblu**

Bibliografie

Introducere

SUBANSAMBLURI SPECIFICE CONSTRUCȚIEI AUTOVEHICULELOR

Construcția unui autovehicul este realizată din următoarele ***subansambluri***:

- *motorul*: reprezintă sursa energetică;

- *transmisia*: sigură transmiterea puterii de la motor la roțile motoare, realizând modificarea și repartizarea cuplului. Transmisia mecanică este formată din: ambreiaj, cutie de viteze, amplificator de cuplu, transmisie centrală, diferențial, transmisii finale (la tractoare) și roți motoare;

- *sistemul de rulare*: realizează sprijinirea elastică a autovehiculului pe sol și transformă mișcarea de rotație în mișcare de translație, pentru a permite deplasarea. Sistemul de rulare este format din punți (față și spate), suspensie, cadru și roți;

- *sistemele de conducere*: formate din mecanismul de direcție și sistemul de frânare;

- *caroseria*: este amenajată pentru transportul și protejarea persoanelor și a mărfurilor, permite instalarea echipamentelor auxiliare și asigură atât forma estetică a autovehiculului cât și reducerea rezistenței aerodinamice;

- *instalații auxiliare și dispozitive speciale*: măresc siguranța în circulație, confortul și capacitatea de lucru.

Puntea spate

După modul de organizare al autovehiculelor, punțile spate pot fi motoare sau nemotoare.

Puntea spate nemotoare preia forțele și cuplurile care acționează asupra roților și le transmite caroseriei.

Puntea spate motoare are și rolul de a transmite cuplul de la transmisia longitudinală la roți, realizând și amplificarea cuplului.

Rolul și condițiile impuse punții motoare spate

Asigură transmiterea fluxului de putere de la transmisia longitudinală la roțile motoare.

Cuprinde următoarele mecanisme: *transmisia principală*, diferențialul, arborii planetari și butucul roții.

TRANSMISIA PRINCIPALĂ

Transmisia principală cuprinde toate mecanismele din punte care realizează o demultiplicare a turației motorului.

Rolul transmisiei principale este de a mări momentul motor primit de la transmisia longitudinală și de a-l transmite prin diferențial și arborii planetari la roțile motoare care se rotesc sub un unghi de 90^0 față de axa longitudinală a automobilului.

Constructiv, transmisiile principale sunt realizate sub formă de angrenaje la care raportul de transmitere i_0 se obține:

- cu o treaptă (transmisii principale simple) cu roți dințate conice, hipoide sau melc-roată melcată;
- *cu două trepte (transmisii principale duble)* una cu roți dințate conice și una cu roți dințate cilindrice;
- cu două valori (transmisii principale complexe) folosind angrenaje cu axe fixe, dublând astfel numărul treptelor din cutia de viteze.

Transmisiile principale duble se utilizează pentru realizarea rapoartelor de transmitere mari necesare la autocamioanele de mare capacitate și autobuze. Dispunerea treptei a doua poate fi centrală într-un carter comun cu prima treaptă sau separat sub forma unei transmisii finale la roțile motoare.

Construcția transmisiei principale duble este exemplificată în figura 2 în care sunt folosite următoarele notații: *1*, *2* - roți conice care formează prima treaptă, *3*, *4* - roți cilindrice ce compun a doua treaptă. Arborele intermediar *6* (solidar la rotație cu roțile *2* și *3*) se sprijină în carter prin doi rulmenți cu role conice *7*. Reglarea angrenajului se face pentru pinionul de atac *1* montat în consolă prin prestrângerea unor piulițe (cu sisteme de asigurare a poziției), iar pentru coroana *2* prin șaibele calibrate *5* dintre capacele *8* și carterul transmisiei principale.

TRANSMISIA LONGITUDINALĂ

➢ **Transmisia longitudinală** realizează:

- transmiterea cuplului motor de la cutia de viteze la transmisia principală la autovehicule cu o singură punte motoare;
- transmiterea cuplului motor de la cutia de viteze la reductorul-distribuitor și de aici la punți, la autovehicule cu mai multe punți motoare.

Transmisia longitudinală este formată din două cuplaje înseriate: un cuplaj cardanic și un cuplaj permanent mobil pentru deplasări axiale.

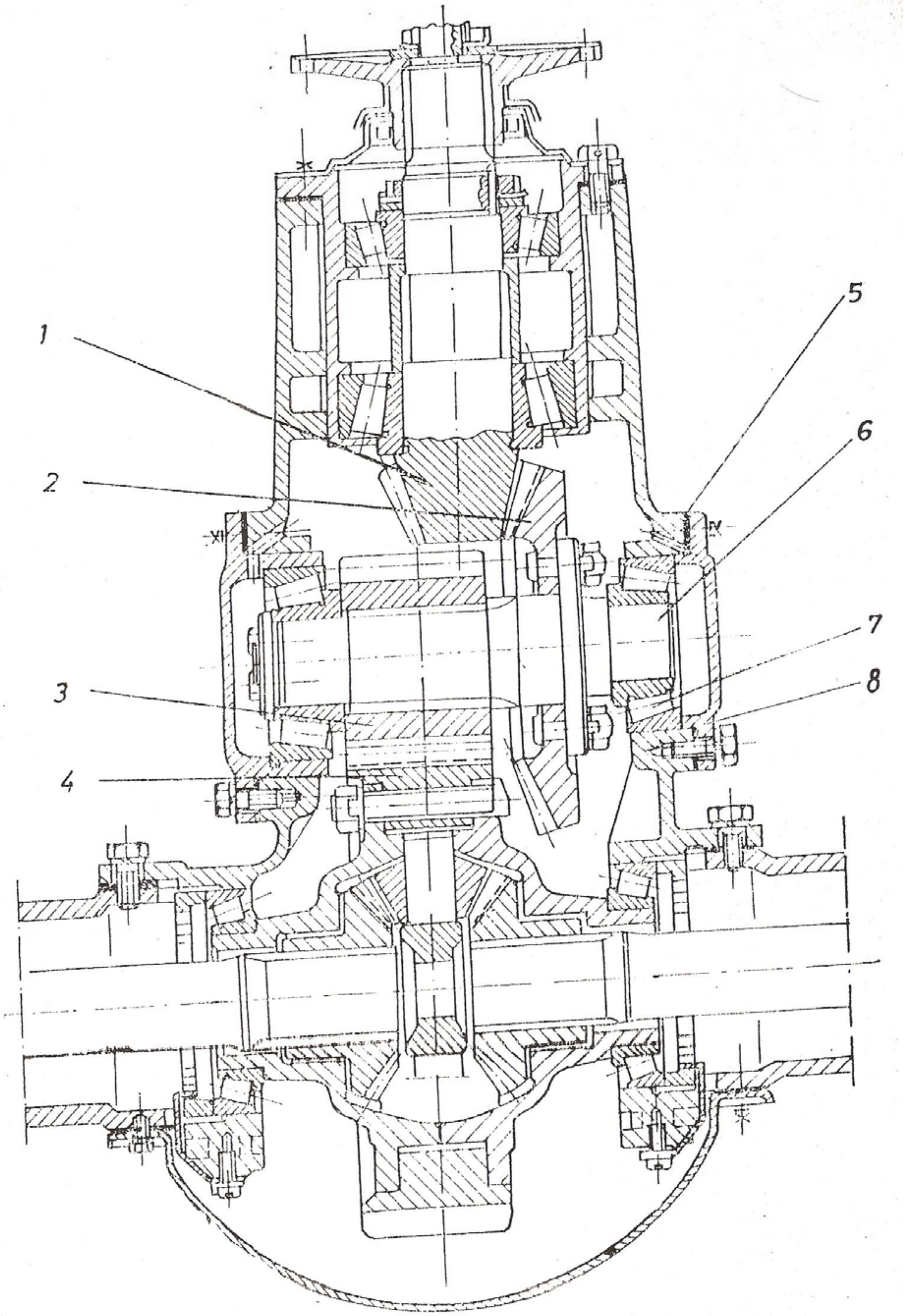


Fig. 2 *Construcția transmisiei principale duble cu ambele trepte montate în partea centrală a punții*

Cutia de viteze *5* din figura 3 este montată pe cadrul *6*, iar transmisia principală împreună cu puntea motoare este legată de cadru prin intermediul arcurilor *7*. În același timp, axa geometrică a arborelui scundar *4* al cutiei de viteze este așezată sub un anumit unghi în raport cu axa geometrică a arborelui conducător *8* al transmisiei principale, unghi care variază în timpul deplasării automobilului deoarece variază distanța dintre cei doi arbori în funcție de sarcina utilă, rigiditatea suspensiei și denivelările drumului. De aceea, pentru a transmite momentul motor de la un arbore la altul, care au axele geometrice dispuse sub un unghi variabil γ, se folosește transmisia longitudinală compusă din articulațiile cardanice *1* și *2*, arborele longitudinal *3* și cuplajul de compensare axială *9*.

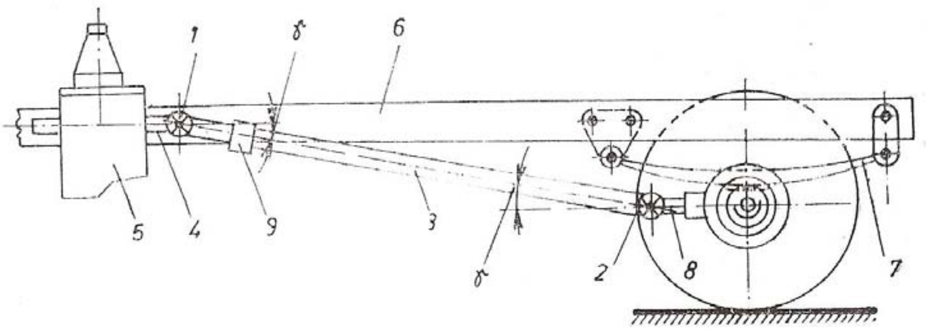


Fig. 3 *Elementele componente ale transmisiei longitudinale*

Transmisia longitudinală se poate realiza în două variante:
- *sincronă*: viteza unghiulară a arborelui secundar este egală cu viteza unghiulară a arborelui primar;
- *asincronă:* vitezele unghiulare ale celor doi arbori sunt diferite.

➢ **Transmisia cardanică** are rolul de a transmite un moment, fără amplificare, între diferite organe ale automobilului a căror poziție relativă este, în general, variabilă. Transmisiile cardanice constituie o unitate funcțională independentă și se compun dintr-un ansamblu de organe (articulații, arbori, cuplaje de compensare, amortizoare, suporturi intermediare etc.).

Cuplajul cardanic (Hooke) permite transmiterea mișcării între arbori concurenți, ale căror axe formează un unghi oarecare cu valoare maximă între 20...25^0 (în cazul funcționării la turații sau puteri mici unghiul între axe poate atinge valoarea de 45^0).

Deoarece variația vitezei unghiulare a arborelui condus determină apariția unor forțe mari de inerție care produc vibrații și conduc la uzarea articulațiilor se utilizează varianta constructivă cu două articulații cardanice *4* și *5* (transmisia bicardanică – figura 4) așezate la extremitățile arborelui longitudinal *2*. Astfel transmisia longitudinală devine sincronă (viteza unghiulară a arborelui condus și conducător sunt egale).

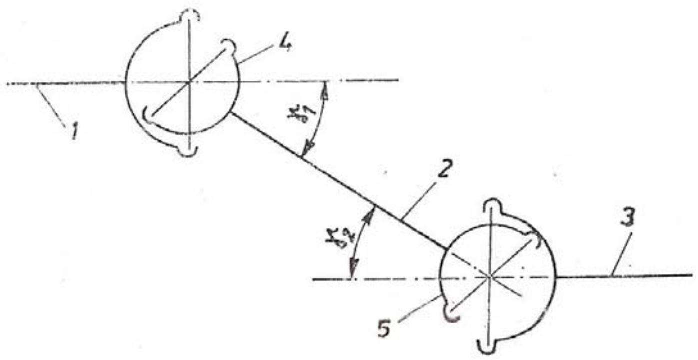


Fig. 4 *Schema cinematică a transmisiei longitudinale bicardanice*

Determinarea momentului de calcul la pinionul de atac

Urmărind notațiile din tema de proiectare (figura 1) relația de calcul pentru momentul la intrarea în transmisia principală dublă este dat de relația:

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} \times 10^6 \qquad [\mathrm{N \cdot mm}] \qquad (1)$$

în care: P_i este puterea la intrare calculată cu relația:

$$P_i = P_{m_ai} \cdot \eta \qquad [\mathrm{kW}] \qquad (2)$$

η fiind randamentul global al transmisiei de la motorul cu ardere internă la transmisia principală stabilit funcție de pierderile prin frecare ce apar pe acest lanț cinematic:

$$\eta = \eta_{CV} \cdot \eta_{CC} \qquad (3)$$

Randamentul cutiei de viteze se determină adoptând numărul de trepte $\boldsymbol{t_V = 4}$ și randamentul pentru angrenajele cilindrice $\boldsymbol{\eta_c = 0{,}96 \ldots 0{,}98}$ și randamentul rulmenților utilizați la rezemarea roților dințate $\boldsymbol{\eta_r = 0{,}99 \ldots 0{,}995}$:

$$\eta_{CV} = \eta_c^{t_V} \cdot \eta_r^{t_V + 1} \qquad (4)$$

Randamentul transmisiei longitudinale bicardanice este dat de:

$$\eta_{CC} = \eta_r^3 \qquad (5)$$

Pentru calculul puterii motorului de antrenare în kW se utilizează transformarea:

$$1\ \mathrm{W} = 0{,}102\ \mathrm{kgf \cdot m/s} = 1{,}36 \cdot 10^3\ \mathrm{CP} \qquad (6)$$

din care rezultă că:

$$1\ \mathrm{CP} = 0{,}735\ \mathrm{kW}$$

de unde se stabilește puterea:

$$P\ [\mathrm{kW}] = P\ [\mathrm{CP}] \times 0{,}735$$

Viteza unghiulară la intrarea în transmisia principală (la pinionul conic de atac) este dată de relația:

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30} \qquad [\mathrm{rad/s}] \qquad (7)$$

în care turația la intrare este:

$$n_i = \frac{n_{m_ai}}{i_{CV}} \qquad [\mathrm{rot/min}] \qquad (8)$$